



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

STIRLINGŮV CYKLUS

STIRLING CYCLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Milan Veselý

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

Brno 2021

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Milan Veselý**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Stirlingův cyklus

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obsahem závěrečné bakalářské práce je komplexní studium Stirlingova ideálního termodynamického cyklu s cílem porovnat ho s ideálními cykly klasických spalovacích motorů.

Cíle bakalářské práce:

Stručný, přehledný soubor poznatků o Robertu Stirlingovi a jeho oběhu.

Výpočet a konstrukce p - V a T - S diagramů ideálních termodynamických cyklů:

- Carnotova,
- Ottova,
- Dieselova,
- Sabateova,
- Stirlingova,
- Ericssonova,
- Ericsson – Braytonova.

Porovnání a kritické hodnocení jednotlivých oběhů a možností jejich použití.

Seznam doporučené literatury:

OBDRŽÁLEK, J. Úvod do termodynamiky, molekulové a statistické fyziky. Praha, Matfyzpress, 2015, 333 s., ISBN 978-80-7378-287-0.

WALKER, G. Stirling-cycle machines, Oxford University Press, 1973, 156 s., ISBN 0198561121.

WALKER, G. Stirling Alternative, Power Systems, Refrigerants and Heat Pumps, Taylor & Francis, 1994, 237 s., ISBN 2 881246001.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce byla zaměřena na porovnání ideálních termodynamických cyklů klasických i alternativních pohonů, jejich výpočet, určení jednotlivých účinností, vykreslení p-V a T-S diagramů s bližším přihlédnutím na Stirlingův cyklus.

KLÍČOVÁ SLOVA

Stirlingův cyklus, termodynamické cykly, tepelná účinnost, p-V diagram, T-S diagram.

ABSTRACT

This work was aimed to compare of ideal traditional and alternative thermodynamic cycles, calculations and determinativ of efficiency of these cycles, executions of p-V and T-S diagrams with a closer look at the Stirling cycle.

KEYWORDS

Stirling cycle, thermodynamic cycles, thermic efficiency, p-V diagram, T-S diagram.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VESELÝ, Milan. *Stirlingův cyklus*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132229>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Zdeněk Kaplan.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 1. května 2021

.....

Milan Veselý



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu profesorovi doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc. za jeho čas, pravidelné konzultace, rady a trpělivost. Zároveň chci poděkovat všem, kteří mi během studia pomohli a také svým blízkým a známým za jejich podporu a motivaci.

OBSAH

Úvod	10
1 Porovnání cyklů spalovacích motorů.....	11
1.1 Ottův cyklus	12
1.1.1 Popis Ottova cyklu	12
1.1.2 Výpočet Ottova cyklu	13
1.2 Dieselův cyklus	15
1.2.1 Popis Dieselova cyklu	15
1.2.2 Výpočet Dieselova cyklu	16
1.3 Sabateův cyklus	18
1.3.1 Popis Sabateova cyklu	18
1.3.2 Výpočet Sabateova cyklu	19
1.4 Porovnání cyklů	21
2 Výpočet cyklu plynových turbín	23
2.1 Braytonův cyklus	23
2.1.1 Výpočet Braytonova cyklu	24
3 Výpočet alternativních cyklů tepelných motorů.....	27
3.1 Carnotův cyklus	27
3.1.1 Výpočet Carnotova cyklu	28
3.2 Ideální Stirlingův cyklus	30
3.2.1 Stirlingův cyklus výpočet	32
3.3 Ericssonův cyklus	34
3.3.1 Výpočet Ericssonova cyklu	35
3.4 Porovnání cyklů tepelných motorů	37
3.5 Stirlingův cyklus	39
3.6 Rozdělení podle modifikací	40
3.6.1 Modifikace Alfa	40
3.6.2 Modifikace Beta	40
3.6.3 Modifikace Gama	41
3.7 Skutečný Stirlingův cyklus	41
4 Závěr	44
5 Použité informační zdroje.....	45
6 Seznam použitých zkratk a symbolů.....	46
7 Seznam obrázků.....	48
8 Seznam tabulek	49



ÚVOD

Během mého působení na VUT jsem prošel řadou předmětů a laboratoří, ale málokterý předmět mě zaujal jako termodynamika. Předmět, který spojuje techniku, fyziku, matematiku a motory. Podání přednášek pana doc. Štětiny ve mně probudilo zájem a radost z této výuky. Bohužel se mi ovšem tento předmět nepodařilo napoprvé splnit. Proto jsem se rozhodl při opakování termodynamiky, že neskončím pouze splněním tohoto předmětu, ale posunu to o krok dál a zvolím si k tomu i závěrečnou práci a když jsem uviděl v možnostech prací i Stirlingův cyklus, volba byla jasná.

V této práci se proto pokusím objektivně porovnat základní termodynamické cykly jako Ottův, Dieselův a Sabatův, které jsou běžně vyučovány v hodinách termomechaniky s méně častými cykly jako Braytonův, Ericssonův a hlavně Stirlingův, u kterého se budu věnovat podrobněji jeho principu, modifikacím a využití

1 POROVNÁNÍ CYKLŮ SPALOVACÍCH MOTORŮ

Spalovací motory jsou základní pohonnou jednotkou pro všechny automobily, motorové pily, motorky apod. Pro zjednodušení výpočtů se často používají tzv. ideální cykly. Ty slouží jako zjednodušené náhrady dějů, které probíhají během spalovacího cyklu. Tyto náhrady se využívají pro zjednodušené výpočty tlaků, teplot a objemů plynů během jednotlivých dějů.

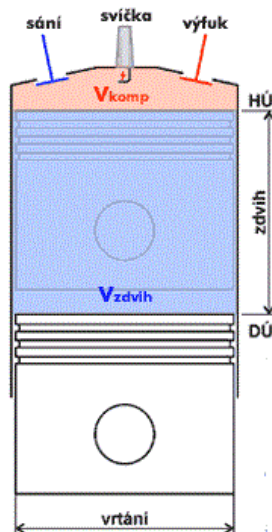
Aby bylo možné objektivně porovnat účinnost jednotlivých cyklů, použil jsem pro výpočet všech cyklů spalovacích motorů shodné vstupní veličiny. Jako proměnnou pro porovnání za různých podmínek použiji kompresní poměr ε

Teplotu v bodě 1:	$T_1 = 60^\circ\text{C} = 333,15\text{K}$
Zdvihový objem válce	$V_z = 1\text{ dm}^3$
Tlak v bodě 1:	$p_1 = 101325\text{ Pa}$
Dodané teplo do cyklu	$Q_d = 2500\text{ J}$
Měrná plynová konstanta	$r = 287,04\text{ } \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
Měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	$c_p = 1005\text{ } \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
Měrná tepelná kapacita za stálého objemu	$c_v = 714\text{ } \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
Poissonova konstanta	$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = 1,407653$
Hmotnost plynu v jednom cyklu	$m = \frac{p_1 V_1}{r T_1} = 1,156 \cdot 10^{-3}\text{ kg}$

Všechny ideální cykly pro spalovací motory začínají adiabatickou expanzí. Pro použití rovnice adiabaty je potřeba znát alespoň jednu stavovou veličinu v bodě 2. Proto si pomocí kompresního poměru a zdvihu motoru vypočteme objemy pro ideální cykly. Pomocí kompresního objemu V_k , což je minimální objem plynu a odpovídá tedy objemu V_2 a objemu v dolní úvrati V_{DU} , který je součtem V_k a zdvihového objemu V_z , který je naopak maximálním objemem plynu a udává tedy objem V_1 pro náš ideální případ.

$$V_k \frac{V_z}{\varepsilon - 1} \equiv V_2$$

$$V_{DU} = V_k + V_z \equiv V_1$$



1. Obr. Schéma válce [1]

Poměry mezi jednotlivými body cyklů:

Kompresní poměr: $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$

Stupeň izochorického zvětšení tlaku: $\vartheta = \frac{p_3}{p_2}$, *pro Sabateův cyklus: $\vartheta = \frac{p_{23}}{p_2}$*

Stupeň izobarického zvětšení objemu: $\varrho = \frac{V_3}{V_2}$, *pro Sabateův cyklus: $\varrho = \frac{V_3}{V_{23}}$*

Stupeň expanze: $\delta = \frac{V_4}{V_3}$

Výpočet zbylých hodnot v bodě 2 pro ideální cykly spalovacích motorů po adiabatické expanzi.

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

$$p_2 = p_1(\varepsilon)^\kappa$$

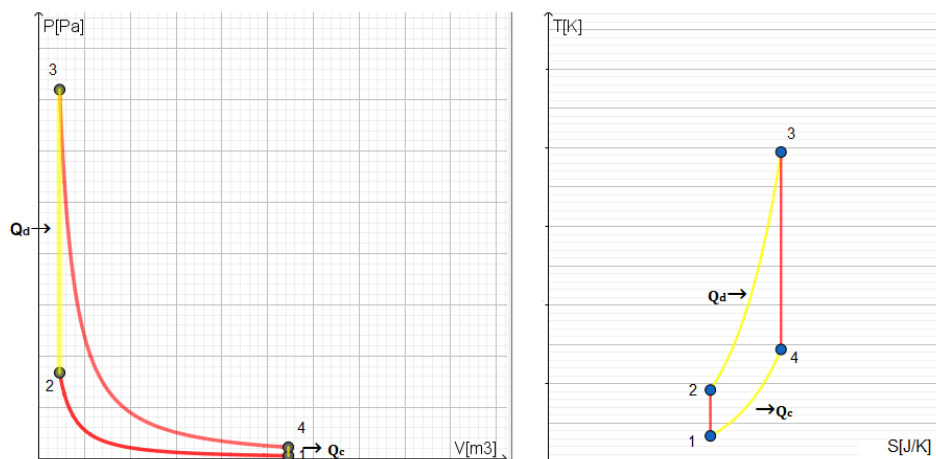
$$T_2 = \frac{p_2 V_2}{mr}$$

1.1 OTTŮV CYKLUS

Ottův cyklus je ideálním cyklem pro dnešní čtyřdobé zážehové motory v motorových vozidlech. V ideálním případě obsahuje dvě adiabaty a dvě izochory. Kompresní poměr je omezen samovznícením směsi plynu a paliva, při kterém by mohlo dojít k poškození motoru.

1.1.1 POPIS OTTOVA CYKLU

Cyklus začíná adiabatickou kompresí, při které dochází k stlačení ideálního plynu, ke zvýšení teploty a tlaku, přičemž se do cyklu nedodává teplo a entropie se nemění. Následuje izochorické zvýšení tlaku a teploty, přičemž v této části se do cyklu dodá teplo Q_d . Poté přijde na řadu adiabatická expanze, vše je zakončené izochorickou křivkou, během které se z cyklu odvádí teplo Q_c . U reálného motoru dochází ke stlačení nasátého paliva pístem, následuje izochorický zážeh paliva pomocí jiskry, poté dojde k expanzi spalín, které se následně izochoricky odvádí z válce pryč.



2. Obr. Ottův cyklus p - V a T - S diagram

Dodané teplo Q_d se rovná změně vnitřní energie během izochorického dodání tepla.

$$Q_d = mc_v(T_3 - T_2)$$

Odvedené teplo Q_c se rovná změně vnitřní energie během výfuku směsi

$$Q_c = mc_v(T_1 - T_4)$$

1.1.2 VÝPOČET OTTOVA CYKLU

Pro výpočtu hodnot v bodě dva pomocí dodaného tepla Q_d dopočteme teplotu v bodě 3 a jelikož se jedná o izochorický děj, zůstává objem neměnný $V_3 = V_2$, takže můžeme dopočíst i tlak p_3 .

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_d}{mc_v}$$

$$p_3 = \frac{mrT_3}{V_3}$$

Nyní můžeme pomocí rovnice adiabaty dopočítat poslední bod cyklu, přičemž objem $V_4 = V_1$

$$p_4 = p_3 \left(\frac{1}{\epsilon} \right)^\kappa$$

$$T_4 = \frac{p_4 V_4}{mr}$$

Během adiabatického děje nedochází ke změně entropie.

$$S_2 = S_1$$

$$S_3 = S_4$$

K určení změny entropií stačí vypočítat rozdíl entropie ΔS_{23} při přívodu tepla a ΔS_{41} a při odvodu tepla ΔS_{23} .

$$\Delta S_{23} = S_3 - S_2 = mc_v \ln \left(\frac{T_3}{T_2} \right)$$

$$\Delta S_{41} = S_1 - S_4 = mc_v \ln \left(\frac{T_1}{T_4} \right)$$

Výpočet účinnosti Ottova cyklu:

$$\eta = \frac{Q_d - |Q_c|}{Q_d} = 1 - \frac{|mc_v(T_1 - T_4)|}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

	P	T
1	p_1	T_1
2	$p_1 \varepsilon^\kappa$	$T_1 \varepsilon^{\kappa-1}$
3	$p_1 \varepsilon^\kappa \vartheta$	$T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \vartheta$
4	$p_1 \vartheta$	$T_1 \vartheta$

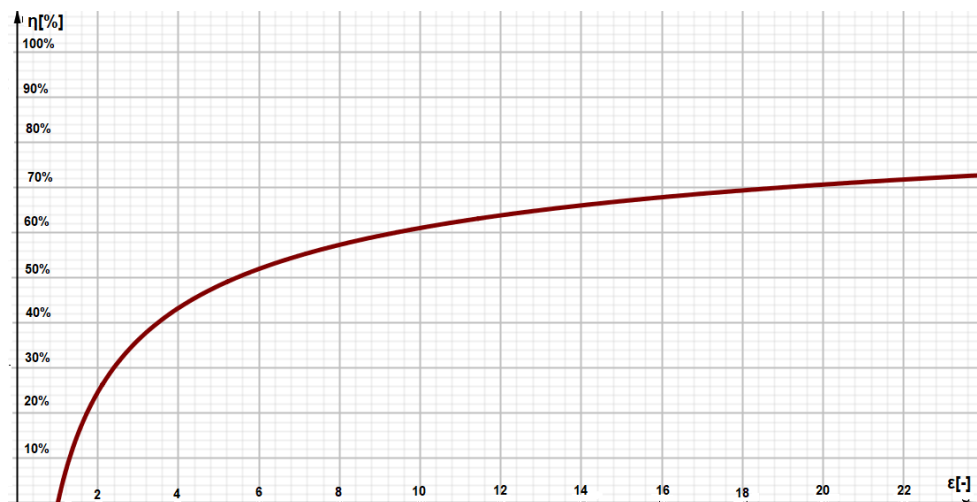
Tabulka 1 Výpočet tlaků a teplot Ottova cyklu

$$\eta = 1 - \frac{T_1 \vartheta - T_1}{T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \vartheta - T_1 \varepsilon^{\kappa-1}}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_1 \varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\vartheta - 1}{\vartheta - 1}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

Jelikož je Ottův cyklus závislý pouze na kompresním poměru a Poissonově konstantě, můžeme vykreslit graf závislosti jeho účinnosti na kompresním poměru.



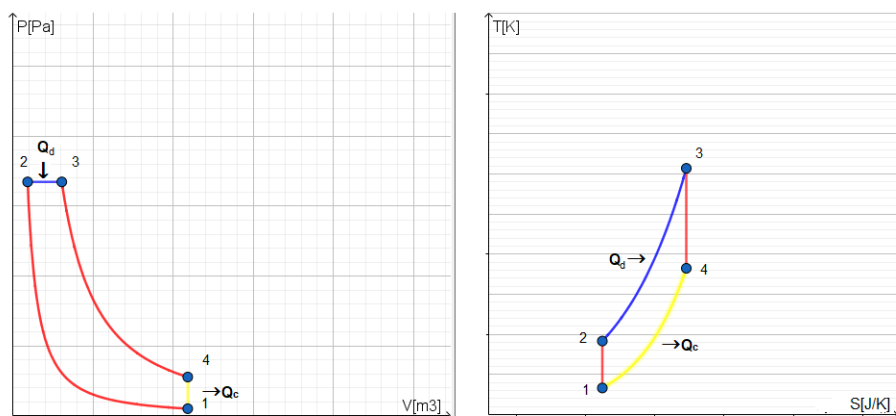
3. Obr. Diagram závislosti účinnosti Ottova cyklu na kompresním poměru

1.2 DIESELŮV CYKLUS

Před objevením cyklu se smíšeným přívodem tepla byl Dieselův cyklus nejvhodnější varianta pro výpočet ideálních vznětových pohonů. V ideálním případě se tento cyklus skládá ze dvou adiabatických a dvou izobarických dějů. U reálného motoru dochází ke stlačení nasátého vzduchu pístem, následně dojde k izobarickému vstřiku paliva a jeho vznícení, poté dojde k expanzi spalin, které se izochoricky odvádí z válce pryč.

1.2.1 POPIS DIESELOVA CYKLU

Dieselův cyklus začíná adiabatickou kompresí ideálního plynu, během níž dojde ke zvýšení tlaku a teploty při zmenšení objemu plynu. Poté dojde k dodání tepla Q_d v tomto případě izobarickém, tedy za neměnného tlaku a následně dochází k adiabatické expanzi plynu, vše je zakončené izochorickým odvedením tepla Q_c . Jelikož je tento děj v našem případě vratný, cyklus začíná znovu.



4. Obr. Dieselův cyklus p - V a T - S Diagram

Dodané teplo Q_d se rovná změně entalpie během izobarického dodání tepla.

$$Q_d = mc_p(T_3 - T_2)$$

Odvedené teplo Q_c se rovná změně vnitřní energie během izochorického odvodu tepla.

$$Q_c = mc_v(T_1 - T_4)$$

1.2.2 VÝPOČET DIESELOVA CYKLU

Pomocí dodaného tepla Q_d dopočteme teplotu v bodě 3. U Dieselova cyklu počítáme s izobarickou křivkou, tedy $p_2 = p_3$. Pro výpočet teploty t_3 použijeme místo tepelné kapacity za konstantního objemu, tepelnou kapacitu za stálého tlaku.

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_d}{mc_p}$$

$$V_3 = \frac{mrT_3}{p_3}$$

Nyní můžeme pomocí rovnice adiabaty dopočítat poslední bod cyklu, přičemž objem $V_4 = V_1$.

$$p_4 = p_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^\kappa$$

$$T_4 = \frac{p_4 V_4}{mr}$$

Jelikož během adiabatického děje nedochází ke změně entropie, takže:

$$S_2 = S_1$$

$$S_3 = S_4$$

K určení změny entropií stačí vypočítat rozdíl entropie ΔS_{23} při přívodu tepla a ΔS_{41} při odvodu tepla.

$$\Delta S_{23} = S_3 - S_2 = mc_p \ln \left(\frac{T_3}{T_2} \right)$$

$$\Delta S_{41} = S_1 - S_4 = mc_v \ln \left(\frac{T_1}{T_4} \right)$$

Výpočet účinnosti u Dieselova cyklu:

$$\eta = \frac{Q_d - |Q_c|}{Q_d} = 1 - \frac{|mc_p(T_1 - T_4)|}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)}$$

	P	T
1	p_1	T_1
2	$p_1 \varepsilon^\kappa$	$T_1 \varepsilon^{\kappa-1}$
3	$p_1 \varepsilon^\kappa \varrho$	$T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \varrho$
4	$p_1 \varepsilon^\kappa \varrho \delta^{-\kappa}$	$T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \varrho \delta^{1-\kappa}$

Tabulka 2 Výpočet tlaků a teplot Dieselova cyklu

$$\eta = 1 - \frac{T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \varrho \delta^{1-\kappa} - T_1}{\kappa(T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \varrho - T_1 \varepsilon^{\kappa-1})}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_1 \varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\frac{V_1^{\kappa-1}}{V_2^{\kappa-1}} \varrho \frac{V_4^{1-\kappa}}{V_3^{1-\kappa}} - 1}{\kappa(\varrho - 1)}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\frac{V_1^{\kappa-1}}{V_2^{\kappa-1}} \varrho \frac{V_3^{\kappa-1}}{V_4^{\kappa-1}} - 1}{\kappa(\varrho - 1)}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\frac{V_3^{\kappa-1}}{V_4^{\kappa-1}} \varrho - 1}{\kappa(\varrho - 1)}$$

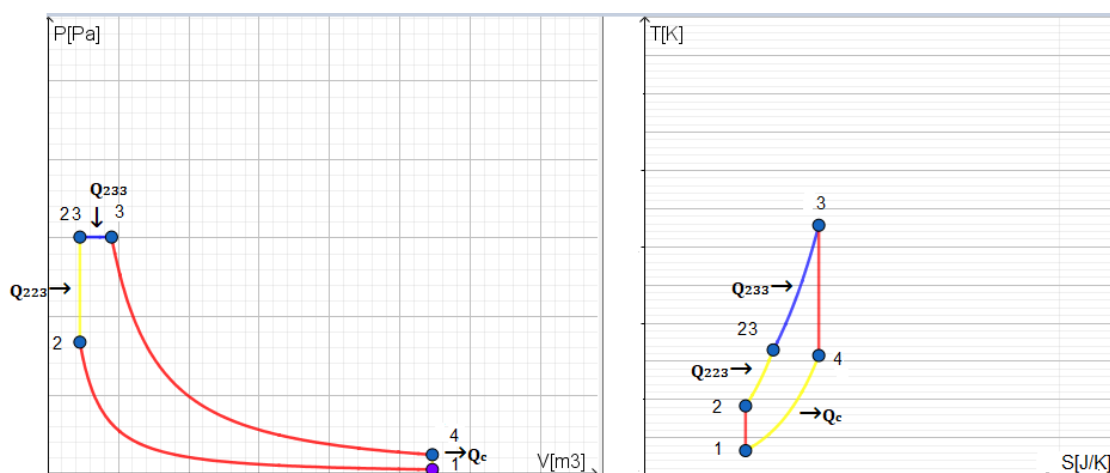
$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\varrho^\kappa - 1}{\kappa(\varrho - 1)}$$

1.3 SABATEŮV CYKLUS

Sabateův cyklus je kombinací Ottova zážehového a Dieselova vznětového cyklu. Protože v ideálním případě dochází k přívodu tepla jak izochoricky, tak izobaricky. Dosahuje vyšší účinnosti než Dieselův cyklus, proto se používá pro řešení současných reálných vznětových motorů. U reálného motoru dochází ke stlačení nasátého vzduchu pístem, následně dojde k izochorickému a poté i k izobarickému vstřiku paliva a jeho vznícení. Načež dojde k expanzi spalin, které se následně izochoricky odvádí z válce pryč.

1.3.1 POPIS SABATEOVA CYKLU

Sabateův cyklus začíná adiabatickou kompresí, kde bez přívodu tepla nastává zvýšení tlaku a teploty, současně se zmenšením objemu ideálního plynu. Dodáním tepla Q_{223} izochoricky a Q_{233} izobaricky koná cyklus užitečnou práci. Následuje adiabatická expanze plynu a poté izochorický odvod tepla Q_c .



5. Obr. Sabateův cyklus p-V a T-S diagram

Dodané teplo Q_d se rovná součtu tepla dodaných během izochorického a izobarického dodání energie.

$$Q_d = Q_{223} + Q_{233} = mc_v(T_{23} - T_2) + mc_p(T_3 - T_{23})$$

Odvedené teplo Q_c se rovná teplu, které cyklus opustí během izochorického odvodu tepla.

$$Q_c = mc_v(T_1 - T_4)$$

1.3.2 VÝPOČET SABATEOVA CYKLU

Teplo Q_d se do Sabateova cyklu dodává během dvou dějů. Proto je nutné určit tlakový poměr ψ , který nám poslouží pro výpočet nárůstu tlaku během izochorického děje. Následně můžeme dopočítat teplotu T_{23} a teplo Q_{23} dodávané do děje, přičemž objem zůstává neměnný.

$$\psi = \frac{p_{23}}{p_2}$$

$$V_{23} = V_2$$

$$p_{23} = p_2 \psi$$

$$T_{23} = \frac{p_{23} V_{23}}{mr}$$

$$Q_{223} = mc_v(T_{23} - T_2)$$

Jelikož se dodané teplo musí rovnat součtu z izochorického a izobarického hoření, můžeme pomocí této rovnice dopočítat teplotu po izobarickém ději, během kterého se tlak nemění.

$$p_3 = p_{23}$$

$$Q_d = Q_{23} + Q_3 = mc_v(T_{23} - T_2) + mc_p(T_3 - T_{23})$$

$$T_3 = \frac{Q_d - mc_v(T_{23} - T_2) + mc_p T_{23}}{mc_p}$$

$$V_3 = \frac{mr T_3}{p_3}$$

Nyní jelikož víme, že objem po adiabatické expanzi je stejný, jako objem na počátku cyklu, můžeme pomocí rovnice adiabaty dopočítat poslední bod Sabateova cyklu.

$$V_4 = V_1$$

$$p_4 = p_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^\kappa$$

$$T_4 = \frac{p_4 V_4}{mr}$$

Jelikož už známe všechny důležité body děje, můžeme vypočítat změny entropie ve všech částech cyklu.

Protože během adiabatického děje nedochází ke změně entropie.

$$S_2 = S_1$$

$$S_3 = S_4$$

Výpočet změny entropie během dějů, při kterých dochází k přívodu nebo odvodu tepla.

$$\Delta S_{2,23} = S_{23} - S_2 = mc_v \ln \left(\frac{T_{23}}{T_2} \right)$$

$$\Delta S_{23,3} = S_3 - S_{23} = mc_p \ln \left(\frac{T_3}{T_{23}} \right)$$

$$\Delta S_{41} = S_1 - S_4 = mc_v \ln \left(\frac{T_1}{T_4} \right)$$

Výpočet účinnosti Sabateova cyklu:

$$\eta = \frac{Q_d - |Q_c|}{Q_d} = 1 - \frac{|Q_c|}{Q_d} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_{23} - T_2) + mc_p(T_3 - T_{23})}$$

	P	T
1	p_1	T_1
2	$p_1 \varepsilon^\kappa$	$T_1 \varepsilon^{\kappa-1}$
23	$p_1 \varepsilon^\kappa \vartheta$	$T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \vartheta$
3	$p_1 \varepsilon^\kappa \vartheta$	$T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \vartheta \varrho$
4	$p_1 \varepsilon^\kappa \vartheta \delta^{-\kappa}$	$T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \vartheta \varrho \delta^{1-\kappa}$

Tabulka 3 Výpočet tlaků a teplot Sabateova cyklu

$$\eta = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_{23} - T_2) + \kappa(T_3 - T_{23})}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \vartheta \varrho \delta^{1-\kappa} - T_1}{T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \vartheta - T_1 \varepsilon^{\kappa-1} + \kappa(T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \vartheta \varrho - T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \vartheta)}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_1 \varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\varepsilon^{\kappa-1} \vartheta \varrho^{\delta^{1-\kappa}} - 1}{\vartheta - 1 + \kappa(\vartheta \varrho - \vartheta)}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\frac{V_1^\kappa V_2}{V_2^\kappa V_1} \vartheta \frac{V_3 V_1 V_3^\kappa}{V_2 V_3 V_1^\kappa} - 1}{\vartheta - 1 + \kappa \vartheta (\varrho - 1)}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\varrho^\kappa \vartheta - 1}{\vartheta - 1 + \kappa \vartheta (\varrho - 1)}$$

1.4 POROVNÁNÍ CYKLŮ

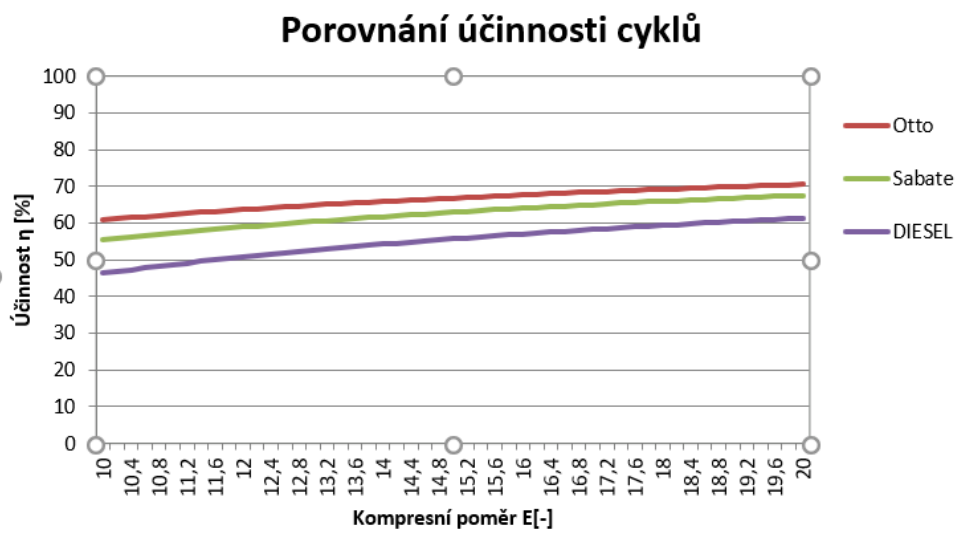
Jednotlivé cykly se od sebe výrazně liší, ať už rozpětím tlaků, objemů nebo teplot. Zároveň každý cyklus má jiné faktory pro použití. Obecně Sabateův a Dieselův cyklus potřebují vyšší tlak a teplotu pro vznícení paliva, oproti Ottovu, který pro zážeh paliva používá elektrickou jiskru.

Vzorový výpočet pro kompresní poměr $\varepsilon=15$

	Ottův cyklus	Dieselův cyklus	Sabateův cyklus
$T_1[\text{K}]$	333,15	333,15	333,15
$T_2[\text{K}]$	1004,55	1004,55	1004,55
$T_{23}[\text{K}]$	-	-	1808,19
$T_3[\text{K}]$	4088,76	3195,72	3428,42
$T_4[\text{K}]$	1356	1698,55	1475,72
$V_1[\text{m}^3]$	$1,07 \cdot 10^{-3}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$
$V_2[\text{m}^3]$	$0,07 \cdot 10^{-3}$	$0,07 \cdot 10^{-3}$	$0,07 \cdot 10^{-3}$
$V_{23}[\text{m}^3]$	-	-	$0,07 \cdot 10^{-3}$
$V_3[\text{m}^3]$	$0,07 \cdot 10^{-3}$	$0,2 \cdot 10^{-3}$	$0,13 \cdot 10^{-3}$
$V_4[\text{m}^3]$	$1,07 \cdot 10^{-3}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$
$p_1[\text{Pa}]$	101325	101325	101325
$p_2[\text{Pa}]$	$4,582 \cdot 10^6$	$4,582 \cdot 10^6$	$4,582 \cdot 10^6$
$p_{23}[\text{Pa}]$	-	-	$8,249 \cdot 10^6$
$p_3[\text{Pa}]$	$1,9 \cdot 10^7$	$4,582 \cdot 10^6$	$8,249 \cdot 10^6$
$p_4[\text{Pa}]$	412417	516600	448828
$\Delta S_{2,23}[\text{J/K}]$	-	-	0,48
$\Delta S_{23,3}[\text{J/K}]$	-	-	0,73
$\Delta S_{2,3}[\text{J/K}]$	1,14	1,32	-
$\Delta S_{4,1}[\text{J/K}]$	-1,14	-1,32	1,21
$Q_c[\text{J}]$	829,13	1106,07	926,14
$\eta[\%]$	66,84	55,73	62,95

Tabulka 4 Vzorový výpočet cyklů spalovacích motorů

Proto byly zvoleny stejné počáteční podmínky, stejné dodané teplo do cyklu, stejné plynové konstanty pro ideální plyn. Jelikož u Sabateova cyklu se teplo přivádí izochoricky a následně i izobaricky, zvolil jsem pro porovnání jednotný tlakový poměr $\psi = 1,8$ a jako proměnnou veličinu tlakový poměr ϵ .



6. Obr. Graf účinností v závislosti na Kompresním poměru

Z těchto cyklů dosahuje nejvyšší účinnosti Ottův cyklus, ovšem u ideálních cyklů vznětových motorů dochází k většímu nárůstu účinnosti při vyšších kompresních poměrech, ale účinnosti Ottova cyklu nedosáhnou.

2 VÝPOČET CYKLU PLYNOVÝCH TURBÍN

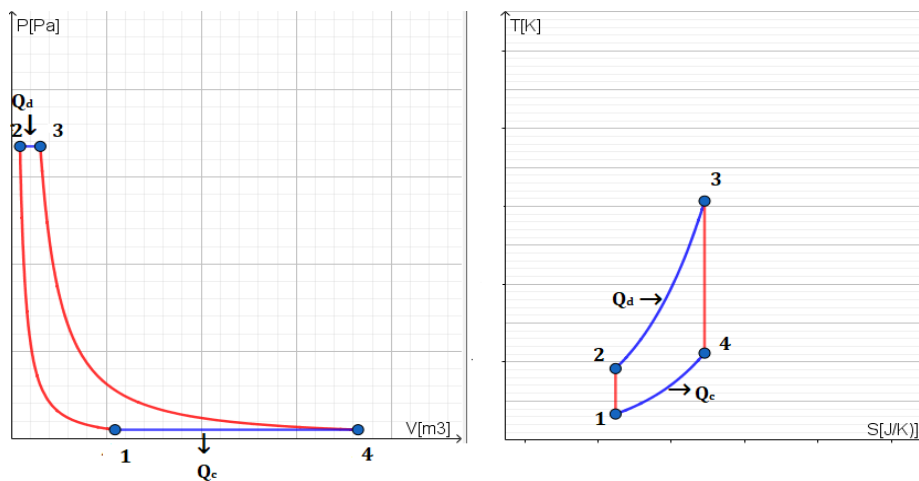
U tohoto cyklu je důležité především rozmezí teplot, v nichž se cykly nacházejí. Proto jako proměnnou pro posouzení účinnosti těchto cyklů volím maximální teplotu T_{\max} .

Teplota v bodě 1:	$T_1 = 60^\circ\text{C} = 333,15\text{K}$
Tlak v bodě 1:	$p_1 = 101\,325\text{ Pa}$
Dodané teplo do cyklu	$Q_d = 2\,500\text{ J}$
Měrná plynová konstanta	$r = 287,04 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
Měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	$c_p = 1\,005 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
Měrná tepelná kapacita za stálého objemu	$c_v = 714 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
Poissonova konstanta	$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = 1,407653$
Hmotnost plynu v jednom cyklu	$m = \frac{p_1 V_1}{r T_1} = 1,156 \cdot 10^{-3}\text{ kg}$
Tlakový poměr	$\varepsilon_p = \frac{p_2}{p_1}$

2.1 BRAYTONŮV CYKLUS

Tento cyklus slouží jako ideální náhrada pro rovnotlaké spalovací turbíny, nebo pro tryskové motory, které fungují na principu dvou komor, v nichž v jedné se pomocí kompresoru akumuluje stlačený vzduch, který se následně v druhé smísí s palivem ve spalovací komoře a za konstantního tlaku spálí. Spálený plyn expanduje a tím koná práci. [2]

Ideální Braytonův cyklus začíná adiabatickou kompresí ideálního plynu. Následuje izobarické dodání tepla Q_d , při kterém dojde ke zvýšení teploty a objemu plynu za stálého tlaku. Plyn následně adiabaticky expanduje a poté je izobaricky odvedeno teplo Q_c a cyklus se opakuje.



7. Obr. Braytonův cyklus p - V a T - S diagram

Dodané teplo Q_d se rovná změně entalpie během izobarického děje 2-3.

$$Q_d = mc_p(T_3 - T_2)$$

Odvedené teplo Q_c se rovná změně entalpie během izobarického děje 4-1.

$$Q_c = mc_p(T_1 - T_4)$$

2.1.1 VÝPOČET BRAYTONOVA CYKLU

Pro lepší porovnání cyklů vezmu hodnoty objemů V_1 , V_2 stejné, jako u cyklů pro spalovací motory. Z toho si následně můžeme dopočítat hodnoty v bodě 2.

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa$$

$$T_2 = \frac{p_2 V_2}{mr}$$

Teplo Q_d se do Braytonova cyklu dodává během izobarického děje, což znamená, že tlak zůstává neměnný $P_3=P_2$. Pomocí dodaného tepla vypočteme teplotu v bodě 3 a následně pomocí stavové rovnice objem v tomto bodě.

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_d}{mc_v}$$

$$V_3 = \frac{mrT_3}{p_3}$$

Nyní jelikož víme, že tlak po adiabatické expanzi je stejný, jako tlak na počátku cyklu, můžeme pomocí rovnice adiabaty dopočítat poslední bod Braytonova cyklu.

$$p_4 = p_1$$

$$V_4 = V_3 \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

$$T_4 = \frac{p_4 V_4}{mr}$$

Během adiabatického děje nedochází ke změně entropie.

$$S_2 = S_1$$

$$S_3 = S_4$$

K určení změny entropií stačí vypočítat rozdíl entropie ΔS_{23} při přívodu tepla a ΔS_{41} při odvodu tepla.

$$\Delta S_{23} = S_3 - S_2 = mc_p \ln \left(\frac{T_3}{T_2} \right)$$

$$\Delta S_{41} = S_1 - S_4 = mc_p \ln \left(\frac{T_1}{T_4} \right)$$

Výpočet účinnosti Braytonova cyklu:

	P	T
1	p_1	T_1
2	$p_1 \varepsilon_p^\kappa$	$T_1 \varepsilon_p^{\kappa-1}$
3	$p_1 \varepsilon_p^\kappa$	$T_1 \varepsilon_p^{\kappa-1} \varrho$
4	p_1	$T_1 \varrho$

Tabulka 5 Výpočet Braytonova cyklu

$$\eta = \frac{Q_d - |Q_c|}{Q_d} = 1 - \frac{|mc_p(T_1 - T_4)|}{mc_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$\eta = 1 - \frac{(T_1 \varrho - T_1)}{(T_1 \varepsilon_p^{\kappa-1} \varrho - T_1 \varepsilon_p^{\kappa-1})}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_1 \varepsilon_p^{\kappa-1}} \frac{\varrho - 1}{\varrho - 1}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon_p^{\kappa-1}}$$

Vzorový výpočet pro Braytonova kompresní poměr $\epsilon=15$

Cyklus	Braytonův
$T_1[\text{K}]$	333,15
$T_2[\text{K}]$	1004,55
$T_3[\text{K}]$	3195,72
$T_4[\text{K}]$	1 059,83
$V_1[\text{m}^3]$	$1,07 * 10^{-3}$
$V_2[\text{m}^3]$	$0,07 * 10^{-3}$
$V_3[\text{m}^3]$	$0,29 * 10^{-3}$
$V_4[\text{m}^3]$	$3,41 * 10^{-3}$
$p_1[\text{Pa}]$	101325
$p_2[\text{Pa}]$	4 582887
$p_3[\text{Pa}]$	4 582 887
$p_4[\text{Pa}]$	101325
$\Delta S_{2,3} [\text{J/K}]$	1,32
$\Delta S_{4,1} [\text{J/K}]$	-1,32
$Q_c [\text{J}]$	-829,13
$\eta [\%]$	66,84

Tabulka 6 Vzorový výpočet Braytonova cyklu

Braytonův cyklus dosahuje při výpočtu stejné účinnosti jako dosahuje Ottův cyklus. Na rozdíl od něj však pracuje s izobarickým dodáním a odvedením tepla.

3 VÝPOČET ALTERNATIVNÍCH CYKLŮ TEPELNÝCH MOTORŮ

Aby u těchto cyklů došlo k jejich maximálnímu využití a největší vykonané práci, použijí pro výpočet cyklů maximální tlak a vstupní tlak cyklu p_{\max} , p_{\min} , teploty T_{\max} , T_{\min} a objemu cyklu v bodě 1. Jelikož u těchto motorů dosahuje mrtvý objem přibližně stejné hodnoty, jako objem zdvihový, měl by se u těchto cyklů koeficient změny objemu plynu k_v pohybovat okolo hodnoty 2.

$$k_v = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$$

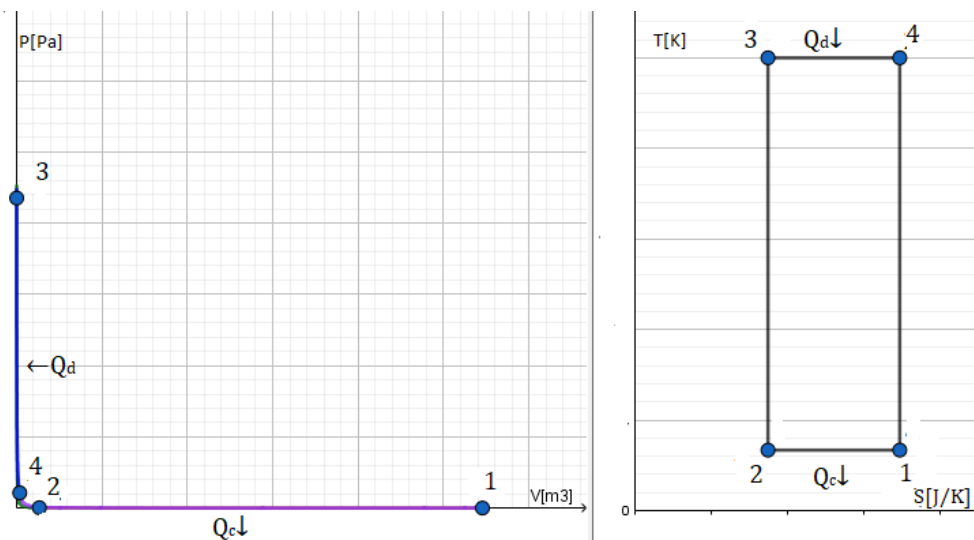
Jelikož u všech těchto cyklů dochází v ideálním případě ke dvěma izotermickým dějům, budu pro jejich porovnání využívat stejných izoterm, stejných počátečních podmínek a stejných hodnot pro nejvyšší dosažený tlak cyklu. Všechny hodnoty byly voleny tak, aby byly v praxi přípustné a zároveň, aby bylo dosaženo velkého množství vykonané práce A během cyklů.

Teplotu pro izotermu 1-2:	$T_1 = T_2 = 60^\circ\text{C} = 333,15\text{K}$
Teplotu pro izotermu 3-4:	$T_3 = T_4 = 1250\text{K}$
Tlak v bodě 1:	$p_1 = 101\,325\text{Pa}$
Tlak v bodě 3:	$p_3 = 25\text{MPa}$
Hmotnost plynu v jednom cyklu:	$m = 1,156 \cdot 10^{-3}\text{kg}$
Objem plynu v bodě 3:	$V_3 = \frac{mRT_3}{p_3} = 16,6 \cdot 10^{-6}\text{m}^3$
Objem plynu v bodě 1:	$V_1 = \frac{mRT_1}{p_1} = 1,09 \cdot 10^{-3}\text{m}^3$
Práce cyklu:	$A = Q_d - Q_c$

3.1 CARNOTŮV CYKLUS

Carnotův cyklus byl poprvé popsán v roce 1824 francouzským inženýrem Nicolasem Carnotem. Tento cyklus byl stvořen jako idealizovaný model pro tepelné motory. [3] Jeho využití v praxi je ovšem čistě teoretické, slouží k porovnání cyklů Carnotovou účinností, tedy porovnáním vůči ideálnímu termodynamickému cyklu. K sestrojení reálného stroje ovšem nikdy nedošlo.

Carnotův cyklus začíná izotermickou kompresí, kdy při konstantní teplotě dochází k odvedení tepla Q_c , při zmenšení objemu a nárůstu tlaku. Poté pokračuje adiabatickou kompresí, kdy dojde ke zvýšení tlaku a teploty bez dodání tepla. Pokračujeme izotermickou expanzí cyklu, během které se do cyklu dodává teplo Q_d , roste objem a klesá tlak, přičemž teplota zůstává neměnná. Cyklus je uzavřen adiabatickou expanzí, během které se do cyklu nedodává ani neodebírání žádná energie, přičemž teplota a tlak klesají, objem roste.



8. Obr. Carnotův cyklus p-V a T-S diagram

Dodané teplo Q_d se rovná objemové práci vykonané během izotermického děje 1-2.

$$Q_d = mrT_1 \ln \frac{p_1}{p_2}$$

Odvedené teplo Q_c se rovná objemové práci vykonané během izotermického děje 3-4.

$$Q_c = mrT_3 \ln \frac{p_3}{p_4}$$

3.1.1 VÝPOČET CARNOTOVA CYKLU

Pro porovnání tepelných strojů byly použity pro Carnotův cyklus stejné hodnoty objemů jako u Stirlingova cyklu.

$$p_3 = p_{max}$$

$$T_3 = T_4 = T_{max}$$

$$T_2 = T_1 = T_{min}$$

$$p_1 = p_{min}$$

Přes rovnici adiabaty můžeme vypočítat bod 2 před adiabatickou kompresí cyklu.

$$p_2 = p_3 \left(\frac{T_2}{T_3} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$V_2 = \frac{mrT_2}{p_2}$$

Tlak v bodě 4 spočítáme pomocí rovnice adiabaty z bodu jedna, přičemž víme, že teplota $T_4 = T_3$. Následný objem zjistíme ze stavové rovnice.

$$p_4 = p_1 \left(\frac{T_4}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$V_4 = \frac{mrT_4}{p_4}$$

Výpočet změny entropie během Carnotova cyklu:

$$\Delta S_{23} = 0$$

$$\Delta S_{41} = 0$$

Jelikož během adiabatických dějů je entropie neměnná, počítáme změnu entropie pouze během izotermických dějů.

$$\Delta S_{12} = S_2 - S_1 = m r \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)$$

$$\Delta S_{34} = S_4 - S_3 = m r \ln \left(\frac{p_3}{p_4} \right)$$

Výpočet účinnosti Carnotova cyklu:

Na rozdíl od Stirlingova a Ericssonova cyklu se zde teplo dodává pouze během jednoho, a to izotermického děje.

$$\eta = \frac{Q_{23} - |Q_{41}|}{Q_{23}}$$

$$\eta = \frac{mrT_3 \ln \left(\frac{p_3}{p_4} \right) - \left| mrT_1 \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right) \right|}{mrT_3 \ln \left(\frac{p_3}{p_4} \right)}$$

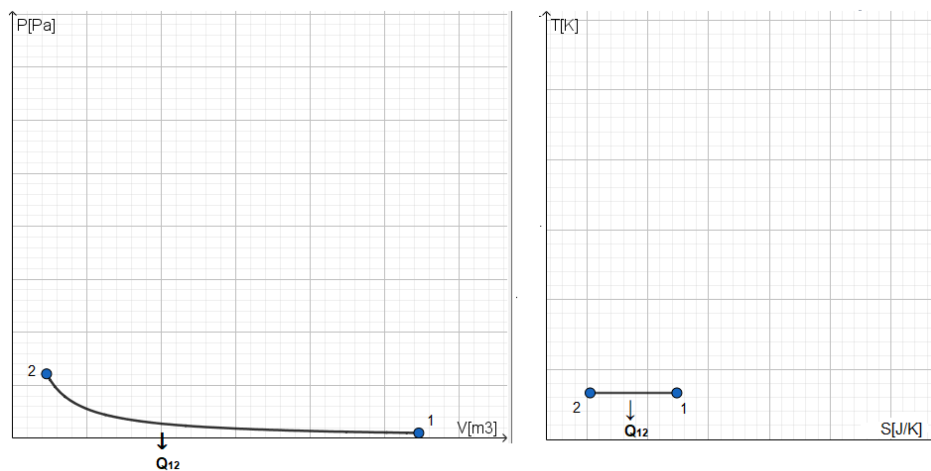
$$\eta = 1 - \frac{mrT_1 \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)}{mrT_3 \ln \left(\frac{p_3}{p_4} \right)}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

3.2 IDEÁLNÍ STIRLINGŮV CYKLUS

Ideální Stirlingův cyklus zanedbává veškeré tepelné a mechanické ztráty, což má za následek vysokou teoretickou účinnost, ovšem slouží pouze pro matematické výpočty, jeho sestavení není možné. Cyklus se skládá ze čtyř dějů – izotermické komprese, izochorického ohřevu, izotermické expanze a izochorického ochlazení. Důležitým faktorem u cyklu je tedy kompresní poměr (poměr mezi V_{\min} a V_{\max}) a rozmezí teplot, ve kterých cyklus probíhá (T_{\min} a T_{\max}).

Cyklus začíná izotermickou kompresí, při které dochází ke zvýšení tlaku a zmenšení objemu a poklesu entropie ideálního plynu, přičemž teplota zůstává neměnná. Aby nedošlo k nárůstu teploty, musí být z cyklu odvedené teplo Q_{12} .

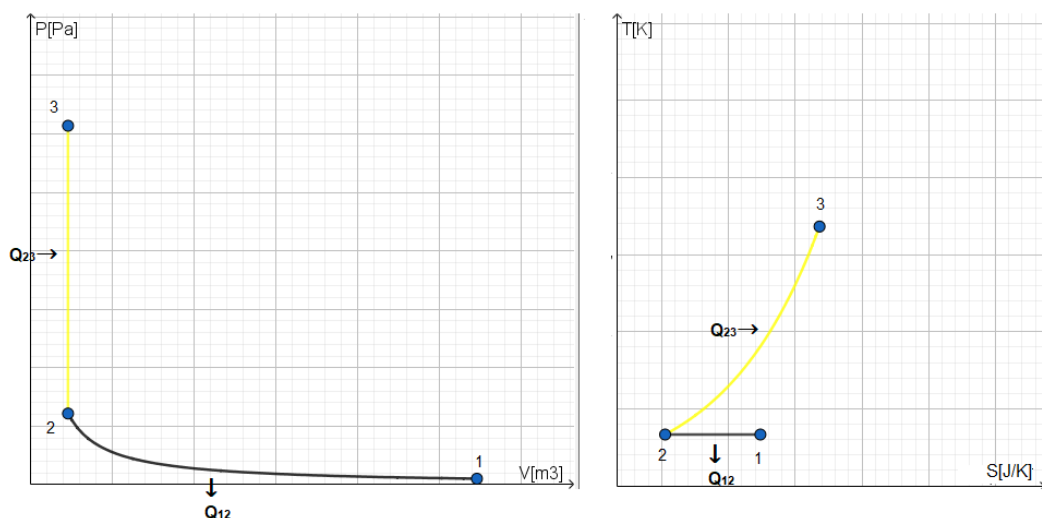


9. Obr. Izotermická komprese Stirlingova cyklu

Odvedené teplo Q_{12} se počítá jako objemová práce cyklu.

$$Q_{12} = \int_{V_1}^{V_2} p dV \quad [J]$$

Druhou částí cyklu je izochorický ohřev. Během tohoto děje se ideální plyn ohřívá až na teplotu $T_3 = T_{\max}$ a zároveň dochází k výraznému navýšení tlaku, přičemž objem zůstává stejný. U plynu dochází ke zvýšení vnitřní energie a nárůstu měrné entropie.

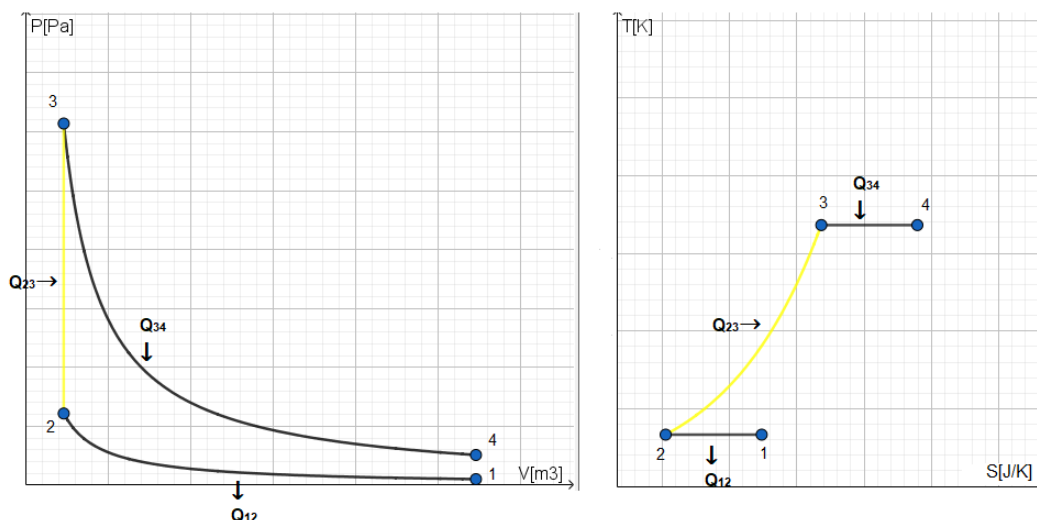


10. Obr. Izochorický ohřev Stirlingova cyklu

Do cyklu bylo dodáno teplo Q_{23} zahříváním plynu.

$$Q_{23} = mc_v(T_3 - T_2) \quad [J]$$

Následuje izotermická expanze, během které se ideální plyn vrátí na původní objem $V_4 = V_1$, poklesne tlak, ovšem teplota zůstane na maximální hodnotě T_{\max} . Do cyklu je dodávaná energie Q_{34} .

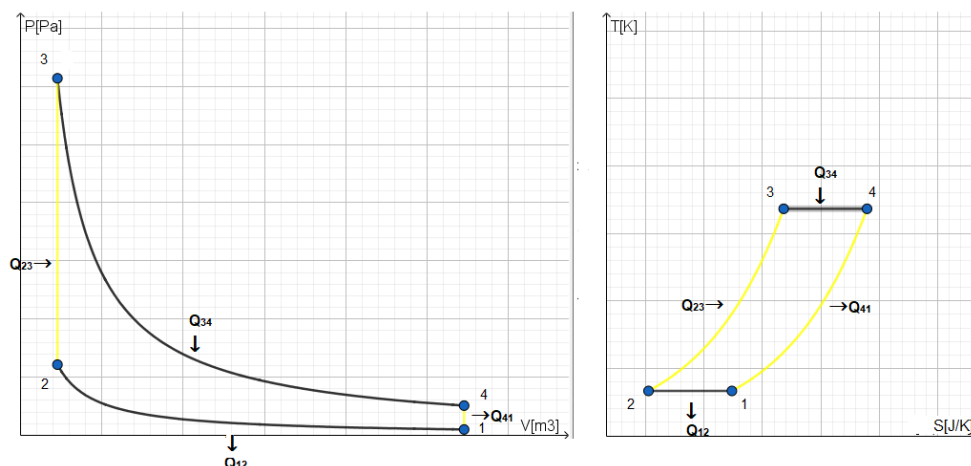


11. Obr. Izotermická expanze Stirlingova cyklu

Dodané teplo Q_{34} se počítá jako objemová práce cyklu

$$Q_{34} = \int_{V_3}^{V_4} p dV \quad [\text{J}]$$

Cyklus je zakončen izochorickým ochlazením, ideální plyn odevzdává teplo Q_{41} , poklesne teplota, tlak a jelikož se jedná o vratný děj, dostáváme se do hodnoty v bodě 1 a vše začíná znovu.



12. Obr. Izochorické chlazení Stirlingova cyklu

Teplo Q_{41} odebrané ochlazením plynu:

$$Q_{41} = mc_v(T_1 - T_4) \quad [\text{J}]$$

3.2.1 STIRLINGŮV CYKLUS VÝPOČET

Jelikož Stirlingův cyklus pracuje za atmosférických podmínek s nízkými tlaky, můžeme jeho počáteční tlak zvýšit.

$$p_3 = p_{\max}$$

$$T_3 = T_4 = T_{\max}$$

$$T_2 = T_1 = T_{\min}$$

$$p_1 = p_{\min}$$

Koeficient tlaku k_p nám určuje zvýšení počátečního tlaku vůči tlaku atmosférickému.

$$k_p = \frac{p_1}{p_{\text{atmos}}}$$

$$m = \frac{p_1 V_1}{r T_1}$$

Nyní můžeme dopočítat objemy a práce jednotlivých dějů.

$$V_1 = V_4 = \frac{mrT_1}{p_1}$$

$$V_2 = V_3 = \frac{mrT_2}{p_2}$$

$$Q_d = Q_{23} + Q_{34} = mc_v(T_3 - T_2) + mrT_3 \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)$$

$$Q_c = Q_{41} + Q_{12} = mc_v(T_1 - T_4) + mrT_1 \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

Výpočet změny entropie během Stirlingova cyklu:

$$\Delta S_{12} = S_2 - S_1 = m r \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

$$\Delta S_{23} = S_3 - S_2 = mc_v \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right)$$

$$\Delta S_{34} = S_4 - S_3 = m r \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)$$

$$\Delta S_{41} = S_1 - S_4 = mc_v \ln\left(\frac{T_1}{T_4}\right)$$

Jelikož během izochorického děje 2-3, dochází v reálném případě k ohřátí plynu regenerátorem a stejné teplo je dodáno regenerátoru při druhém izochorickém ději 1-4, tyto tepla se vzájemně nulují i během ideálního děje, tudíž se účinnost cyklu počítá jako podíl tepla dodaného a odevzdaného během izoterm, nebo podílu nejvyšší a nejnižší teploty cyklu.

$$\eta = \frac{Q_{34} - |Q_{12}|}{Q_{34}}$$

$$\eta = 1 - \frac{|Q_{12}|}{Q_{34}}$$

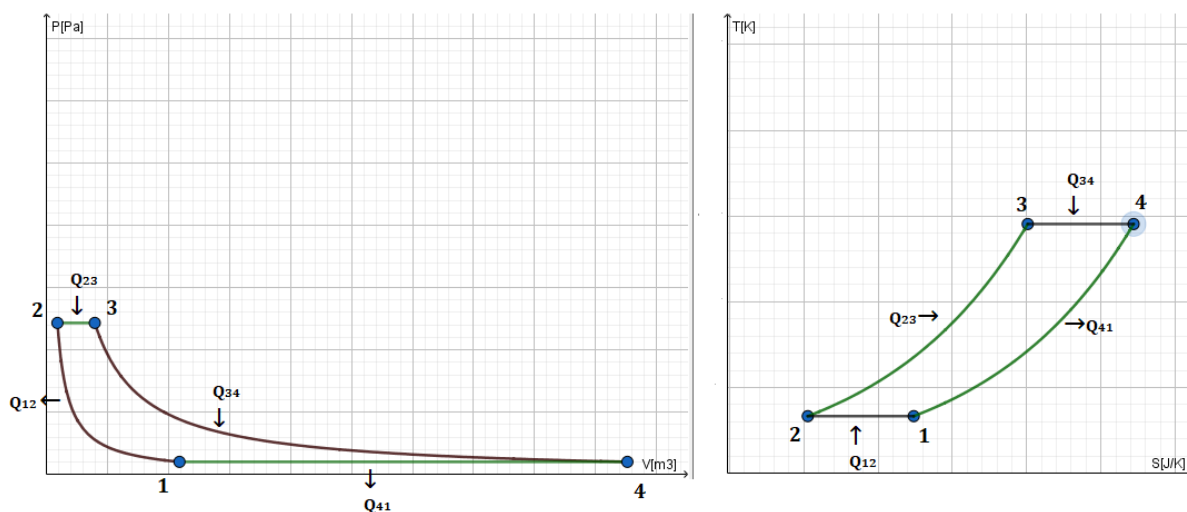
$$\eta = 1 - \frac{m_{st} r T_1 \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)}{m_{st} r T_3 \ln\left(\frac{V_3}{V_4}\right)}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

3.3 ERICSSONŮV CYKLUS

Ericssonův cyklus byl vymyšlen v polovině 19. století jako náhradní ideální cyklus pro spalovací motory s vnějším spalováním. Reálné provedení využívá obdobně jako u Stirlingova motoru regenerátor, který slouží jako dočasný výměník tepla.

Ideální Ericssonův cyklus začíná izotermickou kompresí ideálního plynu, přičemž dochází k odebrání tepla Q_{12} . Následuje izobarické dodání tepla Q_{23} , při kterém dojde ke zvýšení teploty a objemu plynu za stálého tlaku. Plyn poté izotermicky expanduje, současně je do cyklu dodáno teplo Q_{34} a poté při izobarickém ději dochází k odvedení tepla Q_{41} .



13. Obr. Ericssonův cyklus p - V a T - S diagram

U Ericssonova cyklu dodáváme a odebíráme teplo jak při izobarické, tak při izotermické části. Dodané teplo Q_d i odebrané teplo Q_c musíme rozdělit do obou složek.

$$Q_d = Q_{23} + Q_{34} = mc_p(T_3 - T_2) + mrT_3 \ln\left(\frac{p_3}{p_4}\right)$$

$$Q_c = Q_{41} + Q_{12} = mc_p(T_1 - T_4) + mrT_1 \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)$$

3.3.1 VÝPOČET ERICSSONOVA CYKLU

Pro porovnání tepelných strojů byly použity pro Ericssonův cyklus stejné hodnoty objemů jako u Stirlingova cyklu.

$$p_3 = p_2 = p_{max}$$

$$T_3 = T_4 = T_{max}$$

$$T_2 = T_1 = T_{min}$$

$$p_1 = p_4 = p_{min}$$

Ze zadaných hodnot můžeme dopočítat objemy a práce jednotlivých dějů.

$$V_2 = \frac{mrT_2}{p_2}$$

$$V_4 = \frac{mrT_4}{p_4}$$

$$Q_d = Q_{23} + Q_{34} = mc_p(T_3 - T_2) + mrT_3 \ln\left(\frac{p_3}{p_4}\right)$$

$$Q_c = Q_{41} + Q_{12} = mc_p(T_1 - T_4) + mrT_1 \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)$$

Výpočet změny entropie během Ericssonova cyklu.

$$\Delta S_{12} = S_2 - S_1 = m r \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)$$

$$\Delta S_{23} = S_3 - S_2 = mc_p \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right)$$

$$\Delta S_{34} = S_4 - S_3 = m r \ln\left(\frac{p_3}{p_4}\right)$$

$$\Delta S_{41} = S_1 - S_4 = mc_p \ln\left(\frac{T_1}{T_4}\right)$$

Výpočet účinnosti Ericssonova cyklu:

Jelikož při izobarickém ději 2-3 se do cyklu dodá stejné teplo, jako se odebere během cyklu 4-1, můžeme určit účinnost pouze z dodaného a odebraného tepla během izotermických dějů.

$$\eta = \frac{Q_{23} - |Q_{41}|}{Q_{23}}$$

$$\eta = \frac{mrT_3 \ln \left(\frac{p_3}{p_4} \right) - \left| mrT_1 \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right) \right|}{mrT_3 \ln \left(\frac{p_3}{p_4} \right)}$$

$$\eta = 1 - \frac{mrT_1 \ln \left(\frac{p_1}{p_2} \right)}{mrT_3 \ln \left(\frac{p_3}{p_4} \right)}$$

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_3}$$

3.4 POROVNÁNÍ CYKLŮ TEPELNÝCH MOTORŮ

Pro porovnání jsem určil nejdůležitější parametry, jako účinnost, dodané teplo, vykonanou práci a poměr maximálního a minimálního objemu cyklu, se snahou přiblížit se hodnotě blízké 2, která odpovídá skutečnému poměru objemů.

Cyklus	Stirlingův	Ericssonův	Carnotův
$Q_d[J]$	1736,1	2284,5	390,5
$Q_c[J]$	-462,7	-608,9	-104,1
$A[J]$	1273,4	1675,6	286,04
$\eta[\%]$	73.35	73.35	73.35
V_{max}/V_{min}	65,76	925,75	65,76

Tabulka 7 Porovnání cyklů tepelných strojů

Z tabulky můžeme vyčíst, že všechny tyto cykly, pohybující se po dvou stejných izotermách, dosahují stejné účinnosti. Rozdíl ovšem nastává v množství vykonané práce, která je ovšem přímo úměrná množství tepla, které je potřeba dodat k získání požadovaných maximálních tlaků a teplot. Problém ovšem nastává při určení poměru nejvyššího a nejnižšího objemu. Jelikož tyto cykly, na rozdíl od spalovacích motorů, kde se plyn nachází pouze ve válci a mohou dosahovat nejvyššího poměru objemů 10 a více (v jejich případě se jedná o kompresní poměr ϵ), se u cyklů tepelných strojů pohybuje tato hodnota kolem hodnoty 2. To je zapříčiněno omezením velikosti mrtvého objemu cyklu.

Proto k dosažení smysluplnějších hodnot použijeme místo plynu o atmosférických podmínkách, plyn o zvýšeném tlaku a vyšší hmotnosti, přičemž objem zachováme. Pro výpočet použijeme koeficient zvýšení tlaku K_p .

Koeficient zvýšení tlaku

$$K_p = 33$$

Tlak v bodě 1:

$$p_1^* = 101\,325\,K_p = 3,344\,MPa$$

Tlak v bodě 3:

$$p_3 = 25\,MPa$$

Hmotnost plynu:

$$m^* = 0,001\,156\,K_p = 38,1 \cdot 10^{-3}\,kg$$

Objem plynu v bodě 3:

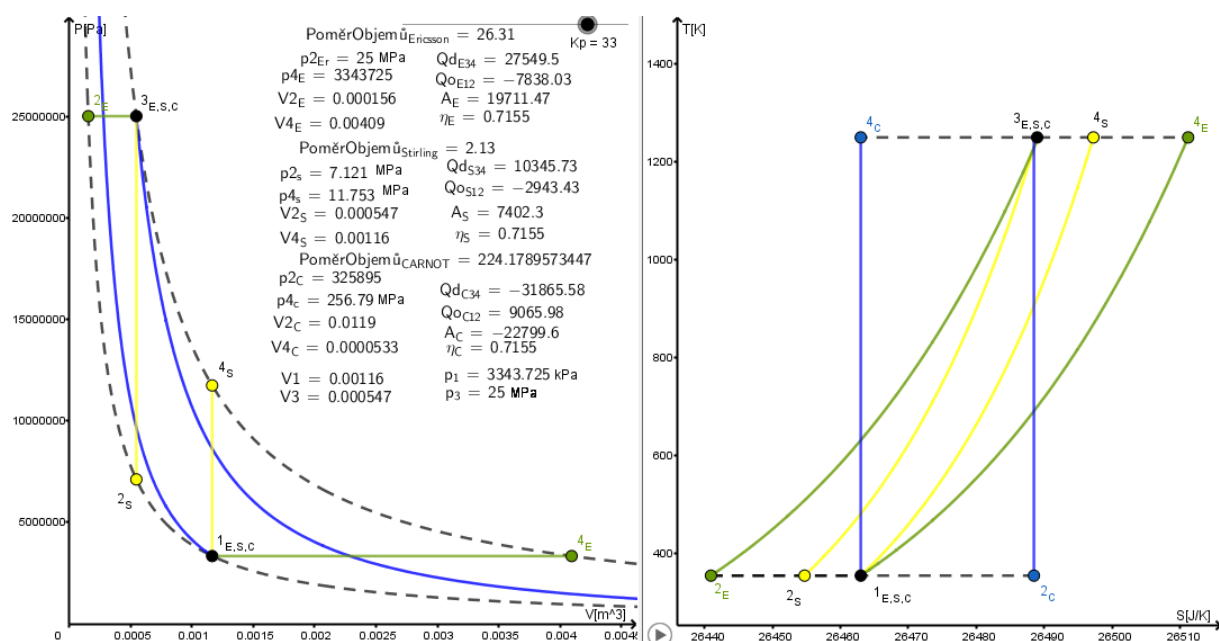
$$V_3 = \frac{m^* T_3}{p_3} = 0,547 \cdot 10^{-3}\,m^3$$

Objem plynu v bodě 1:

$$V_1 = \frac{m^* r T_1}{p_1^*} = 1,09 \cdot 10^{-3}\,m^3$$

Cyklus	Stirlingův	Ericssonův	Carnotův
$Q_{d34}[J]$	9436,6	27534,1	-34967,9
$Q_{c12}[J]$	-2515,0	-7338,4	9319,6
$A[J]$	6921,6	20195,7	-25648,3
$\eta[\%]$	73.35	73.35	-73.35
V_{max}/V_{min}	1,99	28,05	333,42

Tabulka 8 Porovnání cyklů tepelných strojů s přetlakem při vstupu



14. Obr. Cykly tepelných motorů p-V a T-S diagram

Jelikož u Carnotova cyklu je záporné dodané i odvedené teplo, tedy i vykonaná práce. Zároveň hodnoty tlaků a objemů se při izotermických dějích dostávají do vysokých hodnot, je jasné, že tento cyklus při zvýšení počátečního tlaku nelze využít. Ericssonův cyklus dosahuje nejvyšší vykonané práce, ovšem rozmezí jeho objemů je stále příliš velké. Naopak Stirlingův cyklus se zde téměř setkává s požadovaným poměrem objemu plynu a mrtvého objemu, jeho účinnost se vyrovná ostatním cyklům tepelných motorů a v praxi ho lze i sestavit. Proto se ve zbývajících částech práce budu věnovat převážně jemu.

3.5 STIRLINGŮV CYKLUS

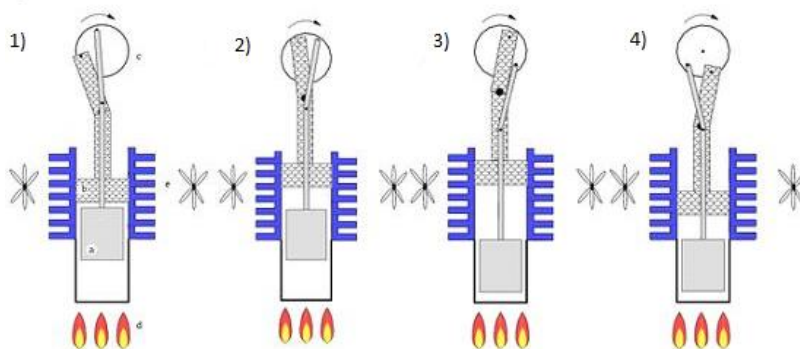
Robert Stirling, vynálezce Stirlingova motoru, byl skotský duchovní, který se narodil 25. října 1790. Ačkoliv se nejednalo o první návrh horkovzdušného motoru, tak Robert Stirling se svým bratrem Jamesem byli první, kdo ho skutečně sestrojili a využili k čerpání vody z lomu. Jejich horkovzdušný motor se lišil od parních strojů používaných v té době v tom, že k pohybu pístu a výrobě energie používal ohřátý vzduch při nízkém tlaku. [5]



15. Obr. Robert Stirling [4]

Stirlingův skutečný motor pracuje v uzavřeném prostoru, to znamená, že nedochází k výměně látky mezi motorem a okolním prostředím. Obdobně jako u běžných spalovacích motorů je tento cyklus čtyřdobý, skládá se tedy ze čtyř procesů a to komprese, ohřevu, expanze a chlazení.

Velkou výhodou tohoto motoru je nezávislost na vnějším zdroji přívodu tepla, tudíž může být cyklus poháněn spalováním, elektrickým ohřevem či geotermálně. Pohyb pístu vzniká změnou teploty pracovní látky, nejčastěji helia, ve které se vlivem ohřevu rozpíná a tím zapříčiňuje pohyb pístu, který je spojen s klikovým mechanismem. Základní části motoru jsou zdroj tepla, výměník teplé strany válce, ve kterém se předává teplo od zdroje do pracovního prostoru, dále regenerátor, neboli zásobník tepla mezi teplým a studeným koncem válce, který uchovává určité množství energie a tím snižuje spotřebu dodaného tepla a zvyšuje účinnost stroje a chladič, který slouží k odvodu tepla z látky do okolí, čímž dochází ke snížení tlaku plynu a zmenšení objemu.



16. Obr. Princip Stirlingova motoru [6]

V první fázi dochází k ohřátí plynu ve spodní části válce, tím dochází k jeho rozpínání a tento tlak působí na pracovní píst, který spojením s pracovním hřídelem koná práci. Ve druhé fázi dochází k přemístění přemístovacího pístu do spodní horké části, tím je plyn postupně vytlačován do části s chladičem.

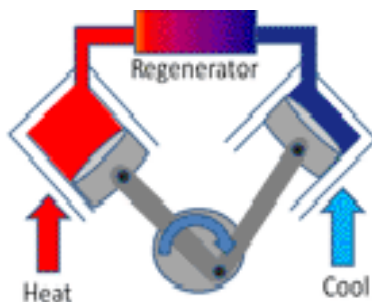
Ve třetí fázi dochází k ochlazování látky, čímž klesá objem, zároveň pracovní píst začíná pohyb směrem dolů, čímž opětovně stlačuje plyn.

Ve čtvrté fázi se plyn opět přesouvá do ohřátého prostoru a cyklus se opakuje.[6]

3.6 ROZDĚLENÍ PODLE MODIFIKACÍ

3.6.1 MODIFIKACE ALFA

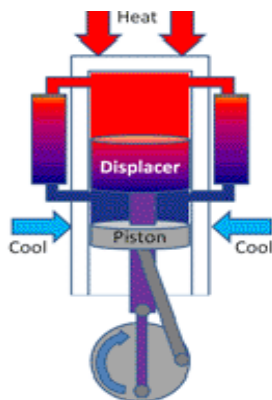
Modifikace alfa se skládá ze dvou válců a dvou pístů. Tyto válce jsou navzájem spojeny potrubím s pracovní látkou. Jeden válec se ohřívá a zde dochází k zvětšení tlaku a zvýšení objemu pracovního plynu. Ohřátý plyn následně putuje do studeného válce, ve kterém dochází k ochlazení pracovního media ať už skrz stěny válce, nebo s pomocí chladiče. Ochlazený plyn ztrácí svůj objem a putuje zpět do horkého válce. Pohyb pístů v obou válcích je vzájemně posunut o 90° a jsou zde vysoké nároky na těsnění pístů. [7]



17. Obr. Modifikace Alfa [7]

3.6.2 MODIFIKACE BETA

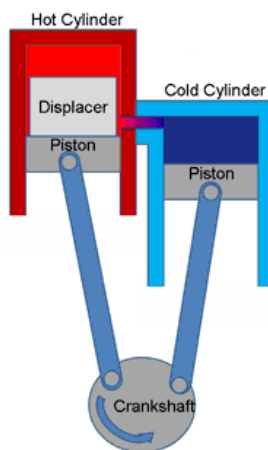
Na rozdíl od modifikace alfa má modifikace beta pouze jeden pracovní válec. V něm se nachází jeden pracovní píst, který musí být těsně uložen ve válci, a prochází jím pístní tyč druhého pístu, aby nedošlo k přenosu plynu mimo pracovní prostor, pracovní látka a druhý píst zvaný přeháněč, který je volně uložen ve válci a může plnit i funkci regenerátoru. Válec je rozdělen na ohříváný konec a studený s chladičem. [7]



18. Obr. Modifikace Beta [7]

3.6.3 MODIFIKACE GAMA

Modifikace gama je spojení modifikací alfy a bety. Tento způsob obsahuje dva rozdělené válce, v jednom se nachází pracovní píst a v druhém přeháněč. Princip je obdobný, jako u modifikace Beta, pracovní píst zvětší tlak plynu, který se přesune do teplého konce, kde se plyn ohřeje, zvětší objem a vykoná práci na pracovním pístu. Tento způsob je nejjednodušší z hlediska utěsnění a oproti modifikaci Beta je zde snadnější řešení ohřev a ochlazení plynu, protože ohřívač i chladič jsou od sebe vzájemně odděleny. [7]

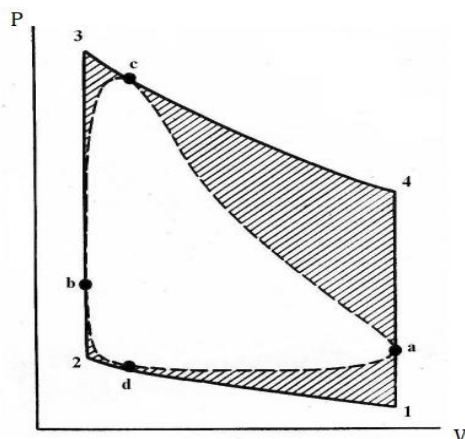


19. Obr. Modifikace Gama [7]

3.7 SKUTEČNÝ STIRLINGŮV CYKLUS

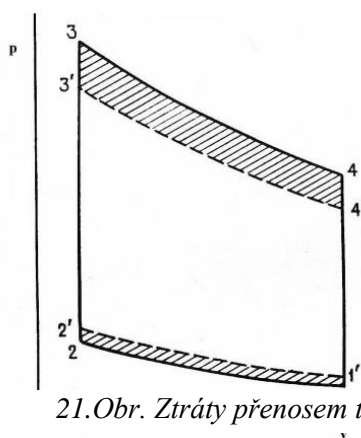
Na rozdíl od ideálního Stirlingova cyklu dochází při skutečné konstrukci cyklu k řadě změn a ztrát. První m rozdílem je vliv tření. Zatím co při ideálním cyklu tento vliv zcela zanedbáváme, při reálném provedení dochází ke ztrátám ať už pohyby pístů, které musí být ve válci dostatečně utěsněny, aby nedocházelo k přemístění pracovního plynu do nežádoucího prostoru mimo válec, nebo tření samotného plynu přemísťujícího se mezi teplým a studeným prostorem.

Velký vliv na skutečnou účinnost cyklu má i způsob provedení pohybu pístů. Nejčastěji se zde nachází klikový mechanismus spojený s rotačním hřídelem, díky kterému motor funguje hladce, plynule a snižuje rázy na minimum, ale má to zásadní vliv na změnu křivky p-V diagramu a na účinnost cyklu. To způsobuje, že jednotlivé cykly nejsou od sebe jasně odděleny, nedochází k ideálnímu stlačení a rozpínání plynu za teploty.



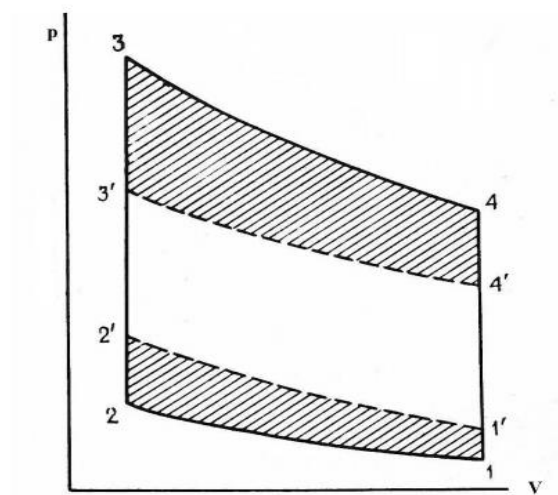
20. Obr. Ztráty rotačním pohybem hřídele [8]

Dalším faktorem snižujícím účinnost reálného cyklu je předávka tepla plynů. Z fyzikálního hlediska není možné, aby plyn předal, či získal teplo okamžitě. Proto se při konstrukci často volí přidání chladičů do chladicího prostoru a ohřivačů, aby se dosáhlo lepšího přenosu tepla mezi okolím a cyklem, ovšem to sebou nese i nežádoucí vliv a to vznik mrtvého prostoru. To je prostor v okolí chladiče, regenerátoru, či ohřivače a je to objem, který se neúčastní samotného cyklu, snižuje kompresní poměr i účinnost samotného cyklu. Proto musí být chladič a ohřivač takový, aby nevznikal zbytečně velký mrtvý prostor, ale zároveň musí docházet k dostatečné výměně tepla mezi látkami.



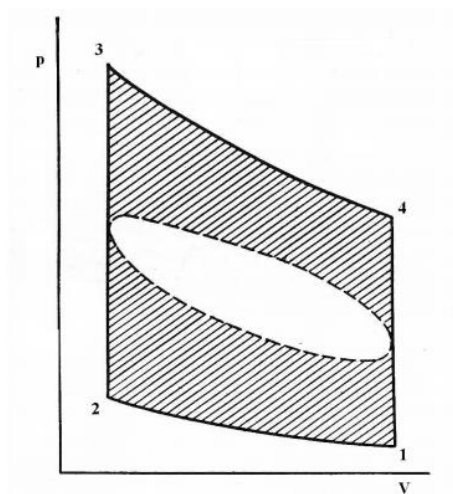
21. Obr. Ztráty přenosem tepla [8]

Nemůžeme opomenout ani ztráty ve vedení plynu. Ať už tím, že plyn ohřívá stěny, čímž se ztrácí teplo z cyklu do okolí, nebo i změnou tlaku ve vedení, kdy může dojít k diferenci tlaků mezi jedním koncem cyklu a druhým. Což může zapříčinit i netěsnost komor a případný únik pracovního média a to obzvláště u provedení motoru s jedním válcem. Zároveň u cyklu snižuje účinnost i takzvaný Mrtvý objem. To je objem, který není využit při pohybu pístu. Jedná se o prostor, který je vyplňován regenerátorem a jinými konstrukčními prvky motoru.



22. Obr. Ztráty vlivem netěsnosti a mrtvým objemem [8]

Skutečný Stirlingův cyklus se proto výrazně liší od ideálního, ať už svým tvarem, kdy dochází k zaoblení hran křivek, dochází ke snížení užitečné práce a je velký rozdíl v účinnostech cyklu.



23. Obr. Skutečný Stirlingův cyklus [8]

4 ZÁVĚR

V této práci jsem se věnoval základním termodynamickým cyklům s bližším přihlédnutím na Stirlingův cyklus a jeho skutečné provedení.

V první části této práce jsem počítal ideální cykly spalovacích motorů, určení jejich účinností a následného porovnání. Při výpočtech těchto cyklů jsem došel k závěru, že nejvyšší účinnosti dosahuje Sabatův cyklus. Důvodem je, že pracuje při vyšších kompresních poměrech než cyklus Ottův.

V další části jsem se věnoval principu a vlastem Stirlingova motoru, výpočtům ideálního cyklu a jeho porovnání s Ericssonovým a Carnotovým cyklem. I když se jednalo pouze o ideální cykly bez ztrát, dospěl jsem k závěru, že z těchto tepelných motorů má Stirlingův cyklus největší využitelnost v praxi. Zároveň vzhledem jeho nezávislosti na fosilních palivech by mohlo dojít k jeho častějšímu využití v budoucnu. Jeho budoucnost vidím i ve vesmírných programech, kdy lze využít jako zdroj tepla energii Slunce, případně na Zemi využití v energetice jako kogenerační jednotky nebo jako tepelná čerpadla.

5 POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GSX-Roll. Hlava. [Http://www.gsxr.wz.cz](http://www.gsxr.wz.cz) [online]. [cit. 2021-5-7]. Dostupné z: <http://www.gsxr.wz.cz/hlava.htm>
- [2] BRAYTON POWER CYCLE EXPERIMENT OBJECTIVE. [Https://www.turbinetechologies.com/](https://www.turbinetechologies.com/) [online]. [cit. 2021-5-7]. Dostupné z: <https://www.turbinetechologies.com/educational-lab-products/turbojet-engine-lab/brayton-cycle-experiment-jet-engine>
- [3] Carnot Cycle [online]. [cit. 2021-5-7]. Dostupné z: [https://chem.libretexts.org/Bookshelves/Physical and Theoretical Chemistry Textbook Maps/Supplemental Modules \(Physical and Theoretical Chemistry\)/Thermodynamics/Thermodynamic Cycles/Carnot Cycle](https://chem.libretexts.org/Bookshelves/Physical_and_Theoretical_Chemistry_Textbook_Maps/Supplemental_Modules_(Physical_and_Theoretical_Chemistry)/Thermodynamics/Thermodynamic_Cycles/Carnot_Cycle)
- [4] Robert Stirling. [Https://en.wikipedia.org](https://en.wikipedia.org) [online]. 6.4.2021 [cit. 2021-5-7]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Robert Stirling](https://en.wikipedia.org/wiki/Robert_Stirling)
- [5] Dr. William B. Ashworth, Jr. Scientist of the Day - Robert Stirling. [Https://www.lindahall.org/](https://www.lindahall.org/) [online]. 25.10.2019 [cit. 2021-5-7]. Dostupné z: <https://www.lindahall.org/robert-stirling/>
- [6] CEISLAR, Jiří. Stirlingovy motory. [Http://plarmy.cz](http://plarmy.cz) [online]. 31. 7. 2015, 6.4.2021 [cit. 2021-5-7]. Dostupné z [http://plarmy.cz/cadwiki/index.php?title=CIESLAR Ji%C5%99%C3%AD - _Stirlingovy_motory](http://plarmy.cz/cadwiki/index.php?title=CIESLAR_Ji%C5%99%C3%AD_-_Stirlingovy_motory)
- [7] The Stirling Engine. [Https://www.mpoweruk.com](https://www.mpoweruk.com) [online]. 6.4.2021 [cit. 2021-5-7]. Dostupné z: https://www.mpoweruk.com/stirling_engine.htm
- [8] doc. Ing. ZDENĚK KAPLAN CSc. Alternativní pohony..[Prezentace]. [cit 07-05-2021]

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ZNAČKA	JEDNOTKA	NÁZEV
A	[J]	Vykonaná práce cyklu
c_v	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right]$	Měrné tepelná kapacita za konst. V
c_p	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right]$	Měrné tepelná kapacita za konst. P
ε	[-]	Kompresní poměr
κ	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right]$	Poissonova konstanta
η	[-]	Účinnost
m	[kg]	Hmotnost plynu
p_1	[Pa]	Tlak v bodě 1
p_2	[Pa]	Tlak v bodě 2
p_{23}	[Pa]	Tlak v bodě 23
p_3	[Pa]	Tlak v bodě 3
p_4	[Pa]	Tlak v bodě 4
Q_d	[J]	Teplo dodané do cyklu
Q_c	[J]	Teplo odvedené z cyklu
Q_{12}	[J]	Teplo odevzdané během děje 1-2
Q_{23}	[J]	Teplo dodané během děje 2-3
$Q_{2,23}$	[J]	Teplo dodané během děje 2-23
$Q_{23,3}$	[J]	Teplo dodané během děje 23-3
Q_{34}	[J]	Teplo dodané během děje 3-4
Q_{41}	[J]	Teplo odevzdané během děje 4-1
r	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right]$	Plynová konstanta
S_1	$\left[\frac{\text{J}}{\text{K}}\right]$	Entropie v bodě 1
S_2	$\left[\frac{\text{J}}{\text{K}}\right]$	Entropie v bodě 2
S_{23}	$\left[\frac{\text{J}}{\text{K}}\right]$	Entropie v bodě 23
S_3	$\left[\frac{\text{J}}{\text{K}}\right]$	Entropie v bodě 3
S_4	$\left[\frac{\text{J}}{\text{K}}\right]$	Entropie v bodě 4
ΔS_{12}	$\left[\frac{\text{J}}{\text{K}}\right]$	Změna entropie v bodech 1-2
ΔS_{23}	$\left[\frac{\text{J}}{\text{K}}\right]$	Změna entropie v bodech 2-3
$\Delta S_{2,23}$	$\left[\frac{\text{J}}{\text{K}}\right]$	Změna entropie v bodech 2-23
$\Delta S_{23,3}$	$\left[\frac{\text{J}}{\text{K}}\right]$	Změna entropie v bodech 23-3
ΔS_{34}	$\left[\frac{\text{J}}{\text{K}}\right]$	Změna entropie v bodech 3-4
ΔS_{41}	$\left[\frac{\text{J}}{\text{K}}\right]$	Změna entropie v bodech 4-1
T_1	[K]	Teplota v bodě 1
T_2	[K]	Teplota v bodě 2
T_{23}	[K]	Teplota v bodě 23
T_3	[K]	Teplota v bodě 3



T_4	[K]	Teplota v bodě 4
V_{DU}	$[m^3]$	Objem v dolní úvrati
V_k	$[m^3]$	Kompresní objem
V_z	$[m^3]$	Zdvihový objem
V_1	$[m^3]$	Objem v bodě 1
V_2	$[m^3]$	Objem v bodě 2
V_{23}	$[m^3]$	Objem v bodě 23
V_3	$[m^3]$	Objem v bodě 3
V_4	$[m^3]$	Objem v bodě 4
ϑ	[-]	Stupeň zvětšení tlaku
ϱ	[-]	Stupeň zvětšení objemu
δ	[-]	Stupeň expanze
k_v	[-]	Koeficient zvětšení objemu
k_p	[-]	Koeficient zvětšení tlaku

7 SEZNAM OBRÁZKŮ

1. Obr. Schéma válce [1].....	11
2. Obr. Ottův cyklus p-V a T-S diagram.....	13
3. Obr. Diagram závislosti účinnosti Ottova cyklu na kompresním poměru.....	15
4. Obr. Dieselův cyklus p-V a T-S Diagram.....	16
5. Obr. Sabateův cyklus p-V a T-S diagram	18
6. Obr. Graf účinností v závislosti na Kompresním poměru	22
7. Obr. Braytonův cyklus p-V a T-S diagram	23
13. Obr. Carnotův cyklus p-V a T-S diagram	28
8. Obr. Izotermická komprese Stirlingova cyklu	30
9. Obr. Izochorický ohřev Stirlingova cyklu.....	31
10. Obr. Izotermická expanze Stirlingova cyklu.....	31
11. Obr. Izochorické chlazení Stirlingova cyklu.....	32
12. Obr. Ericssonův cyklus p-V a T-S diagram	34
14. Obr. Cykly tepelných motorů p-V a T-S diagram	38
15. Obr. Robert Stirling [4].....	39
16. Obr. Princip Stirlingova motoru [6].....	39
17. Obr. Modifikace Alfa [7]	40
18. Obr. Modifikace Beta [7]	40
19. Obr. Modifikace Gama [7].....	41
20. Obr. Ztráty rotačním pohybem hřídele [8].....	42
21. Obr. Ztráty přenosem tepla [8].....	42
22. Obr. Ztráty vlivem netěsnosti a mrtvým objemem [8].....	43
23. Obr. Skutečný Stirlingův cyklus [8]	43



8 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Výpočet tlaků a teplot Ottova cyklu	14
Tabulka 2 Výpočet tlaků a teplot Dieselova cyklu	17
Tabulka 3 Výpočet tlaků a teplot Sabateova cyklu	20
Tabulka 4 Vzorový výpočet cyklů spalovacích motorů	21
Tabulka 5 Výpočet Braytonova cyklu	25
Tabulka 6 Vzorový výpočet Braytonova cyklu	26
Tabulka 7 Porovnání cyklů tepelných strojů	37
Tabulka 8 Porovnání cyklů tepelných strojů s přetlakem při vstupu	37